

ESTUDO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO (POTÊNCIA ELÉTRICA E REFRIGERAÇÃO) OPERANDO COM DOIS MOTORES TÉRMICOS DISTINTOS

Yipsy Roque Benito

Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica
Rua Marquês de São Vicente, 225, Gávea
22453-900 Rio de Janeiro, RJ - Brasil
gipsyrb@mec.puc-rio.br

José Viriato Coelho Vargas

Universidade Federal do Paraná, Departamento de Engenharia Mecânica
Caixa Postal 19011
81531-990 Curitiba, PR - Brasil
jvargas@demec.ufpr.br

José Alberto Reis Parise

Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica
Rua Marquês de São Vicente, 225, Gávea
22453-900 Rio de Janeiro, RJ - Brasil
parise@mec.puc-rio.br

Resumo. *A análise de um sistema térmico complexo, com a geração de diversos produtos energéticos a partir de uma única fonte de combustível (por exemplo, no presente trabalho, potência elétrica e de refrigeração, com dois motores térmicos movidos a gás natural) requer a busca do esquema de produção mais eficiente do ponto de vista energético. Para tal, devem ser consideradas, para cada carga demandada de potência e de refrigeração, as eficiências de cada componente, a razão entre as demandas de refrigeração e potência elétrica e a distribuição de potência entre os motores primários. O presente trabalho apresenta as equações principais para o balanço energético de um sistema de cogeração operando com dois motores térmicos distintos e em paralelo (turbina a gás e motor de combustão interna, ambos utilizando gás natural como combustível), um “chiller” de absorção, acionado a partir de calor de rejeito dos motores térmicos, e um “chiller” de compressão de vapor auxiliar. Foi aplicada a equação de conservação de energia para cada um dos volumes de controle que compõem o sistema. Foram estudados três possíveis casos, definidos a partir as relações entre demanda e produção de frio. Como resultado, foram obtidas curvas características de comportamento que permitem determinar os maiores valores de eficiência global (Relação de Conversão de Energia) em função: (i) da razão entre as demandas de refrigeração e de potência elétrica; (ii) da razão de distribuição de geração de eletricidade entre os dois motores térmicos; e (iii) da razão de carga parcial de cada um deles. O sistema de equações resultante foi resolvido pelo software EES (Engineering Equation Solver).*

Palavras chave: Cogeração, Refrigeração, Conversão de energia

1. Introdução

1.1. Cogeração

O objetivo de um sistema de cogeração é produzir eletricidade de maneira que se utilize a maior parte da energia contida num combustível, em lugar de uma pequena fração da mesma. Define-se como cogeração a produção simultânea de energia elétrica e de energia térmica útil, a partir de uma mesma fonte primária (Sala Lizárraga, 1994). Emprega-se o termo “Sistema de Energia Total” para definir uma planta de cogeração que, em funcionamento normal, esteja isolada da rede elétrica. Assim, a planta provê a totalidade da demanda elétrica e opera acompanhando a carga elétrica demandada. O calor de rejeito, recuperado dos motores térmicos, pode ser considerado como um subproduto energético, sendo utilizado para fins diversos, tais como o aquecimento de um fluido ou a produção de água gelada, a partir um sistema de refrigeração por absorção.

1.2. Objetivo

Dado um esquema de cogeração com dois possíveis motores térmicos, com o objetivo de atender a demandas variáveis de potência elétrica e de frio, para determinada instalação industrial, busca-se determinar, para cada relação de demanda, as condições de operação que garantam o atendimento destes requerimentos com a melhor eficiência energética possível. Trata-se, portanto, de se balancear a relação calor de rejeito/potência, resultante do uso do motor térmico (ou da combinação dos dois motores) de modo a se obter a combinação mais eficiente para cada situação.

O estudo de um sistema de cogeração (potência elétrica e frio), envolvendo uma turbina a gás e um motor de combustão interna a gás, é o objetivo principal do presente trabalho. Determinar-se-ão os balanços energéticos de todos os componentes do sistema, de modo a se levantar curvas que permitirão encontrar os maiores valores de eficiência energética global para cada situação de operação e de demanda, curvas estas que se converterão em fatores de decisão na operação da planta.

1.3. Motores Térmicos e Sistemas de Cogeração

Abedin (2003) propõe, como método de balanço da razão calor/potência produzida, uma instalação de cogeração que permite alternar uma turbina a gás e um motor de combustão interna a gás, para atender às demandas de frio e eletricidade de um prédio com condicionamento central de ar, a partir de um *chiller* de absorção sob condições de carga parcial. A proposta baseia-se em uma afirmação implícita de que a turbina a gás é mais apropriada para operar a carga máxima, enquanto que o motor a combustão interna pode ser mais justificável economicamente para condições de cargas parciais.

Na cogeração vinculada a frigoríficos de absorção, para os setores terciário e residencial, a curva de demanda térmica caracteriza-se por apresentar um valor elevado durante poucas horas do ano e uma base de grande utilização com pouca demanda de calor. Com relação às turbinas a gás, geradores operando com motores a combustão interna apresentam uma menor relação calor rejeitado/ eletricidade produzida, assim como uma maior flexibilidade na modulação de seu funcionamento (Sala Lizárraga, 1994).

Segundo Spiewak e Weiss (1997), o valor relativamente baixo do rendimento térmico das turbinas a gás e a ausência de calor de resfriamento, aliados ao significativo excesso de ar na exaustão, necessário para assegurar uma temperatura aceitável na entrada do expensor, resulta em um importante conteúdo energético nos gases de escape e na possibilidade de se recuperar este calor residual. O funcionamento em carga parcial afeta a turbina a gás de duas maneiras: quando a carga diminui, o rendimento térmico também diminui, aumentando a relação [combustível usado/energia elétrica produzida], de forma que cada kWh produzido implica um maior consumo de combustível. Além disso, a temperatura e a vazão mássica dos gases de exaustão diminuem. Não obstante, este efeito é parcialmente compensado pelo aumento de calor residual, que se supõe resultante da diminuição do rendimento térmico. O resultado final da operação a carga parcial pode significar um aumento importante dos custos da eletricidade gerada.

Por seu lado, motores a combustão interna são de grande versatilidade e estão disponíveis no mercado em ampla faixa de potências. O rendimento a carga parcial permanece praticamente constante até 50% da carga e depois diminui drasticamente. Quando a carga diminui, a maior parte da energia do combustível vai para a água de resfriamento (Greene e Lucas, 1969).

Resumindo, a seleção do motor térmico mais apropriado a certa instalação é determinada pela razão entre calor e potência demandados. Da energia proveniente do combustível, a turbina a gás converte maior parte em calor, enquanto que o motor a combustão interna apresenta eficiência térmica superior, isto é, converte uma maior parcela de energia do combustível em potência. A determinação exata da razão calor/potência ótima para a operação a plena carga e a carga parcial, para a seleção do motor térmico, como função das demandas características de frio e potência, é passo crítico em qualquer estudo de viabilidade técnica e econômica, assim como na fase de projeto e operação de plantas cogradoras.

2. Descrição da planta

Estudar-se-á uma instalação cujo objetivo é atender a demandas simultâneas e variáveis de potência elétrica e refrigeração de uma indústria hipotética. Devido às variações da relação potência/calor da demanda, idealizou-se um esquema que permite a flexibilidade operacional com os máximos valores de eficiência, isto é, com dois motores primários que podem alternar ou compartilhar o funcionamento.

A planta produtora, esquematizada na Fig.1, consiste de uma turbina a gás e de um motor de combustão interna a gás, acoplados a geradores elétricos. O frio é produzido, fundamentalmente, por um *chiller* de absorção que tem como fontes de calor os gases de exaustão dos motores térmicos. A capacidade total elétrica requerida pode ser compartilhada entre ambos os motores. E a flexibilidade de operação é garantida com a combinação ótima dos motores térmicos, para cada valor entre potência elétrica e potência frigorífica. Quando a demanda de frio supera a potência frigorífica produzida pelo *chiller* de absorção, utiliza-se um *chiller* suplementar de compressão de vapor, o qual consome parte da energia elétrica produzida pelos geradores.

Na Fig. 1, \dot{W} é potência elétrica, \dot{Q} é taxa de transferência de calor, \dot{F} , a taxa de fornecimento de energia através do combustível, COP, o coeficiente de desempenho do *chiller*, λ , a razão da eletricidade gerada pela turbina relativa à demanda total, η , a eficiência térmica de um motor térmico, β , a razão de distribuição de produção de frio entre os *chillers* de absorção e de compressão de vapor, e $(1-\alpha)$ é a eficiência de recuperação de calor de rejeito do motor térmico. Os subíndices foram utilizados de acordo com a seguinte convenção: GT, turbina a gás; GE, motor a combustão interna; AC, *chiller* de absorção; VC, *chiller* de compressão de vapor; DE, demanda; SUM, sumidouro de

frio (excesso de água gelada). Nos fluxos de energia térmica, \dot{Q}_c refere-se à taxa de calor retirado (i.e., taxa de produção de frio ou potência frigorífica), \dot{Q}_i , à taxa de calor de rejeito não aproveitado e \dot{Q}_w , à taxa de calor rejeitado.

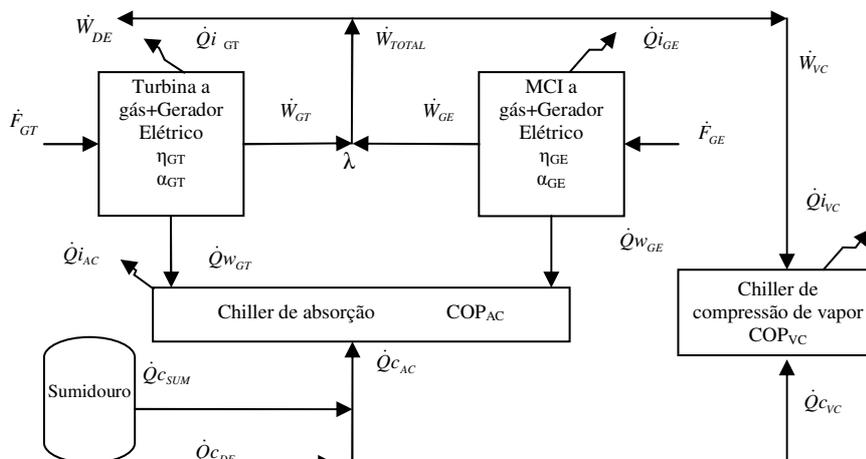


Figura 1. Esquema geral da planta para geração de potência elétrica e produção de frio.

3. Hipóteses e definições

3.1 Hipóteses gerais

As seguintes hipóteses foram adotadas no presente estudo:

1. A geração elétrica é exatamente igual à demanda de eletricidade. O sistema acompanha, portanto, a demanda de energia elétrica (“power matched”);
2. São atribuídos valores constantes para os COP dos *chillers* e para os coeficientes de distribuição da energia de ambos os motores;
3. É desprezado o trabalho consumido pela bomba no *chiller* de absorção.

3.2 Definições

Definem-se, a seguir, parâmetros adimensionais de desempenho que caracterizarão a operação do sistema.

Definição de ECR. A razão de conversão de energia é definida como sendo a razão entre o produto energético total (eletricidade mais frio) e total de energia. Constitui-se em um parâmetro avaliador do desempenho global da planta. Também é denominado fator de utilização de energia, conforme introduzido por Porter e Mastanaiah (1982).

$$ECR = \frac{\dot{Q}_{c_{DE}} + \dot{W}_{DE}}{\dot{F}_{GT} + \dot{F}_{GE}} \quad (1)$$

Definição de R. É definido como a razão entre as demandas de potência elétrica e de frio.

$$R = \frac{\dot{W}_{DE}}{\dot{Q}_{c_{DE}}} \quad (2)$$

Definição de λ . O fator λ caracteriza a razão entre a potência elétrica gerada pela turbina e a produção total. Toma valores entre 0 (quando só funciona o motor a combustão interna) e 1 (quando só trabalha a turbina). Este fator, como variável independente e de controle, permitirá decidir qual motor térmico, ou combinação destes, proporcionará os maiores valores de ECR, para cada valor de **R**.

$$\lambda = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{W}_{TOTAL}} \quad (3)$$

onde a potência elétrica total gerada é dada por:

$$\dot{W}_{TOTAL} = \dot{W}_{GT} + \dot{W}_{GE} \quad (4)$$

Definição de η . É a eficiência térmica de cada um dos motores térmicos e depende das razões de carga a que estão submetidos turbina e motor a combustão interna, w_{GT} e w_{GE} , respectivamente. Neste trabalho as relações de eficiência em função da carga foram ajustadas a partir de curvas típicas encontradas na literatura. (Greene e Lucas, 1969; Saravanamuttoo et al., 2001).

Para a turbina e o motor de combustão interna as relações são, respectivamente:

$$\eta_{GT} = -0,0034(w_{GT})^2 + 0,5789(w_{GT}) + 0,002371 \quad (5)$$

$$\eta_{GE} = -0,0059(w_{GE})^2 + 0,9017(w_{GE}) - 0,00766 \quad (6)$$

Definição de α . O fator α representa a parcela da taxa de calor de rejeito do motor térmico que não pode ser aproveitada para a obtenção de um produto energético útil, aquecimento ou acionamento de ciclo de refrigeração por absorção. Embora dependa das condições de funcionamento, da razão de carga dos motores térmico, entre outros fatores, será considerado constante no presente trabalho.

Definição de COP. O desempenho de cada ciclo de refrigeração é representado pelos respectivos coeficientes de desempenho, COP_{AC} e COP_{VC} , definidos como a razão entre a potência frigorífica produzida e a energia, mecânica (compressão de vapor) ou térmica (absorção) consumida.

$$COP_{AC} = \frac{\dot{Q}_{c_{AC}}}{\dot{Q}_{w_{GT}} + \dot{Q}_{w_{GE}}} \quad (7)$$

$$COP_{VC} = \frac{\dot{Q}_{c_{VC}}}{\dot{W}_{VC}} \quad (8)$$

4. Balanços de energia

4.1 Balanço de energia na turbina a gás

A equação de conservação de energia, aplicada ao volume de controle da turbina a gás, resulta em:

$$\dot{F}_{GT} = \dot{W}_{GT} + \dot{Q}_{w_{GT}} + \dot{Q}_{i_{GT}} \quad (9)$$

Das definições de η e α , tem-se:

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{F}_{GT}} \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{i_{GT}} = \alpha_{GT} (1 - \eta_{GT}) \dot{F}_{GT} \quad (11)$$

4.2 Balanço de energia no motor a gás

Analogamente à turbina a gás, tem-se, para o volume de controle do motor a combustão interna:

$$\dot{F}_{GE} = \dot{W}_{GE} + \dot{Q}_{W_{GE}} + \dot{Q}_{i_{GE}} \quad (12)$$

$$\eta_{GE} = \frac{\dot{W}_{GE}}{\dot{F}_{GE}} \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{i_{GE}} = \alpha_{GE} (1 - \eta_{GE}) \dot{F}_{GE} \quad (14)$$

4.3 Modelo matemático

As equações (1) a (14) formam um sistema de equações algébricas que descreve o desempenho do sistema em estudo, baseado no princípio de conservação de energia. No presente trabalho, empregou-se o *software* EES® (Engineering Equation Solver) para a solução do sistema.

5. Estudo de casos

Três possíveis casos, referentes à relação entre a demanda de água gelada e a produção do *chiller* de absorção, para uma determinada demanda (e geração) de potência elétrica, foram estudados, a saber:

1. A demanda de frio é exatamente igual à produção do *chiller* de absorção. Este utiliza todo o calor de rejeito recuperável (em virtude dos fatores α) para produzir frio.
2. O frio produzido pelo *chiller* de absorção é maior que o demandado industrialmente. Neste caso, o excesso de frio será rejeitado.
3. O frio produzido pelo *chiller* de absorção não é suficiente para satisfazer a demanda industrial. Em consequência, acrescentar-se-á um *chiller* por compressão de vapor, acionado com eletricidade gerada pela própria planta.

A partir destes três casos propuseram-se particularizações do modelo acima proposto. Curvas de desempenho da planta foram levantadas para casos particulares, assumindo-se valores típicos para os coeficientes e as capacidades nominais (com subíndice NOM) dos motores térmicos, valores estes que permitiram caracterizar um caso particular de uma planta hipotética. Os valores adotados foram os seguintes:

$$\dot{W}_{GT,NOM} = 2000 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{GE,NOM} = 2000 \text{ kW}$$

$$\alpha_{GT} = 0,5$$

$$\alpha_{GE} = 0,6$$

$$COP_{AC} = 0,8$$

$$COP_{VC} = 3,0 \text{ (quando aplicável)}$$

$$\dot{W}_{DE} = 2000 \text{ kW}$$

Os esquemas e modelos propostos, e as curvas obtidas, para cada caso estudado, são detalhados a seguir.

5.1 Caso # 1: Demanda de frio igual à produção frigorífica do *chiller* de absorção.

O esquema correspondente a este caso é apresentado na Fig. 2. O frio produzido pelo *chiller* de absorção representará um valor limite para as produções de frio dos outros dois casos, equação (15). Não há a necessidade do ciclo de compressão de vapor, equação (16), e o sistema opera, como nos outros dois casos, acompanhando a demanda de energia elétrica, equação (17).

$$\dot{Q}_{C,AC} = \dot{Q}_{C,LIM} \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{C,VC} = 0 \quad (16)$$

$$\dot{W}_{TOTAL} = \dot{W}_{DE} \tag{17}$$

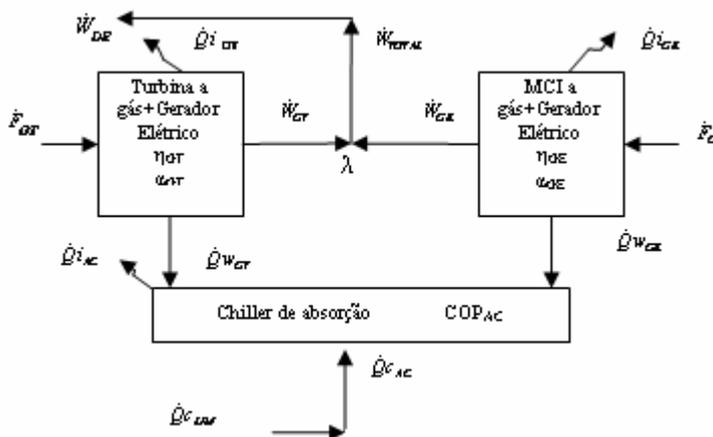


Figura 2. Esquema da instalação para o Caso # 1.

A Fig. 3 apresenta a curva de potência frigorífica produzida pelo ciclo de absorção em função da distribuição de carga entre os dois motores térmicos. Conclui-se que o frio mínimo é produzido quando $\lambda=0,4$, o que coincide com o máximo valor de ECR, conforme apresentado na Fig. 4. Explica-se esta coincidência pelo fato de a eficiência térmica global máxima implicar o mínimo de calor de rejeito e, portanto, o mínimo de frio produzido. O fator ECR varia com λ devido às variações da eficiência térmica dos motores térmicos com a carga, também apresentadas na Fig. 4. Observam-se, também, as baixas eficiências de ambos os motores quando operam a baixas cargas ($\lambda \rightarrow 1$ para o motor a combustão interna e $\lambda \rightarrow 0$, para a turbina a gás), conforme descrito pelas equações (5) e (6).

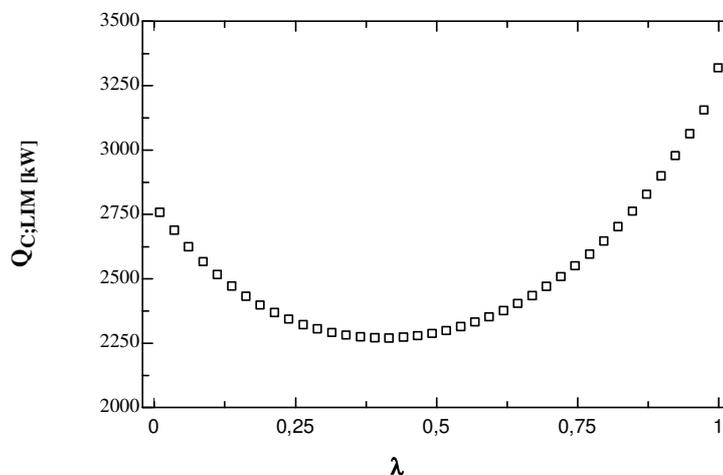


Figura 3. Caso #1. O comportamento de $\dot{Q}_{C,lim}$ com λ

Este primeiro caso constitui uma situação limite, quando há plena utilização do calor de rejeito dos motores térmicos. Se a demanda for inferior a $\dot{Q}_{C,lim}$, rejeita-se frio (Caso #2). Se a demanda for superior, utiliza-se o chiller de compressão a vapor (Caso #3).

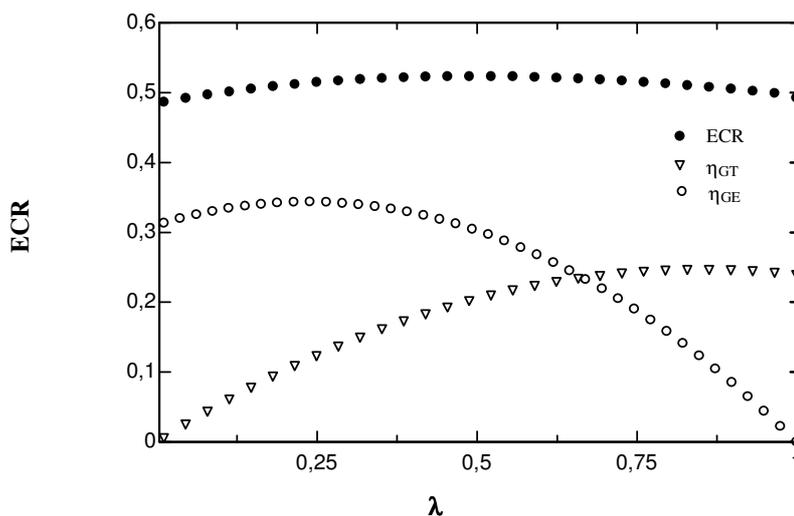


Figura 4. Caso #1. Razão de conversão de energia versus fator de distribuição de carga entre os dois motores térmicos.

5.2 Caso # 2: Demanda de frio inferior à produção frigorífica do chiller de absorção.

O esquema correspondente a este caso está representado na Fig. 5. Um sumidouro é introduzido para acomodar a produção não aproveitada de frio, $\dot{Q}_{C,SUM}$. Matematicamente, a condição de excesso de frio, obviamente dispensando o ciclo de compressão de vapor, é representada por:

$$\dot{Q}_{C,DE} < \dot{Q}_{C,AC} \tag{18}$$

$$\dot{Q}_{C,VC} = 0 \tag{19}$$

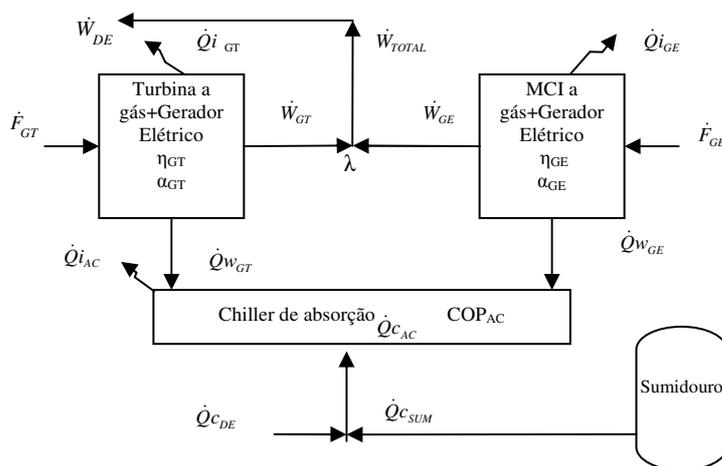


Figura 5. Esquema da instalação para o Caso # 2.

Ao contrário do esquema da Fig. 2, a demanda de frio difere da capacidade frigorífica do chiller, equação (20), muito embora o sistema continue acompanhando a demanda de energia elétrica, equação (21). O fator de conversão de energia, $ECR_{CASO\#2}$, é dado pela equação (1).

$$\dot{Q}_{c_{DE}} = \dot{Q}_{c_{AC}} - \dot{Q}_{c_{SUM}} \tag{20}$$

$$\dot{W}_{TOTAL} = \dot{W}_{DE} \tag{21}$$

A Fig. 6 apresenta a variação da razão de conversão de energia em função da razão de distribuição de carga para uma caso específico correspondente a $R = 0,91$, isto é, para demandas de frio e de eletricidade próximas uma das outra. Foram comparados os resultados para os dois casos, #1 e #2.

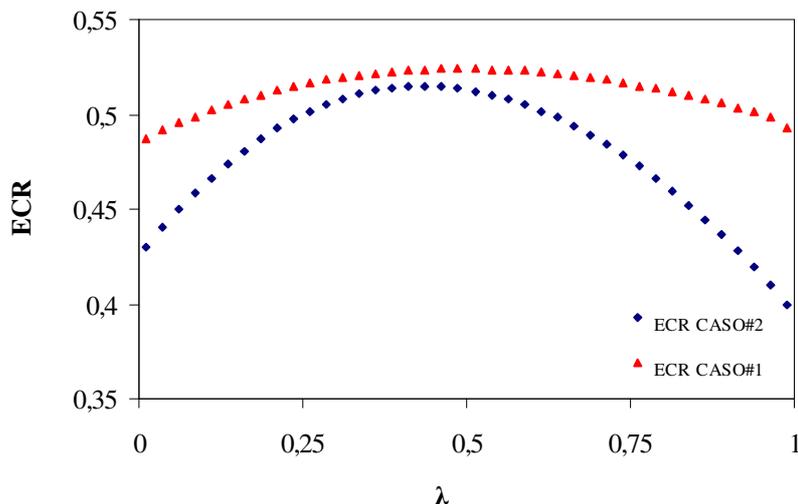


Figura 6. Comparação da razão de conversão de energia do Caso#2 com a do Caso#1 ($R = 0,91$).

Observa-se que os valores de ECR diminuem em comparação com o caso limite (Caso # 1). Como o sistema é *power matched*, isto é, acompanha a demanda de energia elétrica, a demanda de combustível dos motores térmicos continua a mesma em relação ao Caso # 1 e, por outro lado, nem todo frio produzido será aproveitado, resultando, então na redução do produto energético. Nota-se, na Fig. 6, que a queda de produto energético é maior quando $\lambda \rightarrow 0$ ou $\lambda \rightarrow 1$. Nestes casos extremos, a demanda de frio é pequena e, portanto, não vale a pena operar os motores com baixa eficiência, visto que seu calor de rejeito não será plenamente aproveitado no *chiller* de absorção.

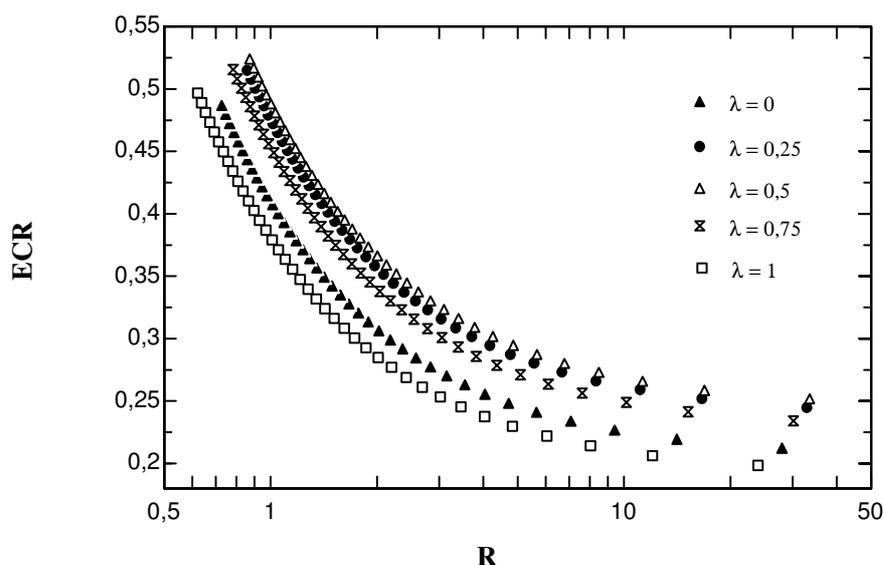


Figura 7. Variação da razão de conversão de energia, ECR, em função da razão entre demandas elétrica e de frio, R, para diferentes valores de razão de distribuição de carga entre os motores térmicos, λ . Caso # 2.

Na Fig. 7 são levantados os valores de ECR em função de R , para diferentes valores de λ . Observa-se o comportamento decrescente assintótico para altos valores de R , para os quais a recuperação de frio a partir do calor de rejeito dos motores térmicos torna-se irrelevante. O sistema funciona mais eficientemente quando R está próximo de 1, isto é, quando as demandas de eletricidade e de frio são energeticamente equivalentes. Os máximos de ECR ocorrem para o grupo de $\lambda = 0,5$, dentre 0, 0,25, 0,5 0,75 e 1, independentemente do valor de R .

5.3 Caso # 3. A demanda de frio supera a produção do chiller de absorção.

Neste caso, conforme mencionado, é necessário acrescentar um chiller de compressão a vapor para atender a demanda de frio. Embora o coeficiente de desempenho do ciclo de compressão de vapor seja tradicionalmente mais alto que o do ciclo de absorção (no presente trabalho assumiu-se $COP_{VC} = 3$ contra $COP_{AC} = 0,8$), o chiller principal continua sendo o de absorção, visto que sua utilização não incorre em um consumo adicional de combustível. Vale também observar que, se comparado a um sistema tradicional (geração de energia elétrica desacoplada da produção de frio, feita por ciclo convencional de compressão de vapor), a recuperação de calor de rejeito para a produção de frio, mesmo que realizada com uma eficiência (COP) mais baixa, resulta em um ciclo de compressão de vapor de menor capacidade instalada. Este passa a ser um equipamento complementar. O ganho com o custo inicial menor do ciclo de compressão de vapor e custo de operação mais baixo (menor consumo de combustível) deve ser comparado ao custo adicional de uma instalação de refrigeração por absorção.

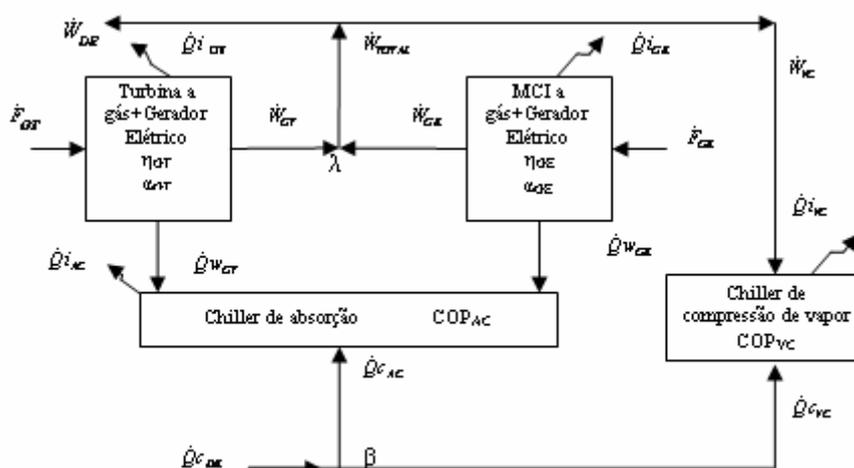


Figura 8. Esquema da instalação para o Caso # 3.

A demanda de frio, portanto, é atendida por dois ciclos de refrigeração, por compressão de vapor e por absorção, conforme descrito nas equações (22) e (23):

$$\dot{Q}_{C,DE} > \dot{Q}_{C,AC} \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{C,DE} = \dot{Q}_{C,AC} + \dot{Q}_{C,VC} \quad (23)$$

Neste caso, a produção de energia elétrica pelos geradores divide-se entre a energia elétrica demandada, \dot{W}_{DE} , e a energia consumida pelo compressor do ciclo de refrigeração por compressão de vapor, \dot{W}_{VC} .

$$\dot{W}_{TOTAL} = \dot{W}_{DE} + \dot{W}_{VC} \quad (24)$$

Para este caso, representado pelo esquema da Fig. 8, a definição da razão de conversão de energia, ECR, isto é, a razão entre a soma dos produtos energéticos, frio e energia elétrica, e o consumo total de energia, $\dot{F}_{GT} + \dot{F}_{GE}$, é dada por:

$$ECR = \frac{\dot{Q}_{C_{DE}} + \dot{W}_{TOTAL} - \dot{W}_{VC}}{\dot{F}_{GT} + \dot{F}_{GE}} \quad (25)$$

Na Fig. 9 tem-se a variação da razão de conversão de energia, ECR, em função da razão de distribuição de carga, λ , para um caso específico correspondente a $R = 0,60$. Foram comparados os resultados para os dois casos, #1 e #3.

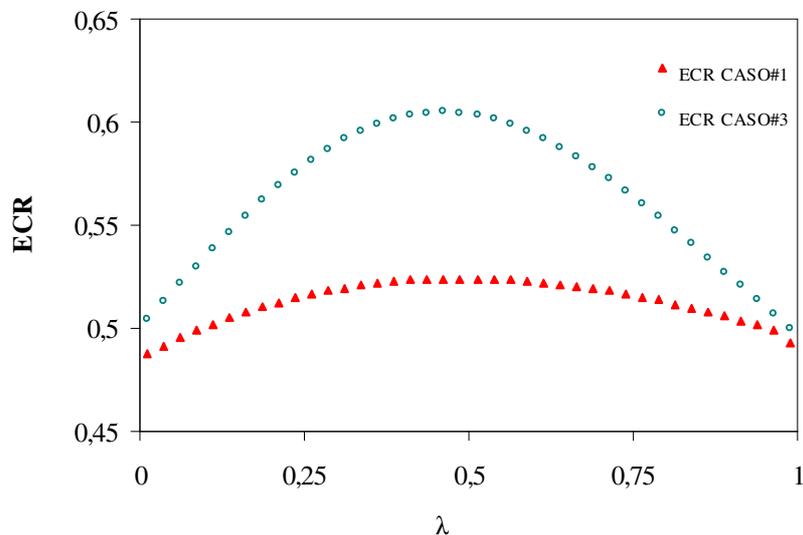


Figura 9. Comparação Caso#3 com Caso#1.

Observa-se que, para todos os valores estudados de λ , a razão de conversão de energia ECR aumenta em comparação com o caso limite (Caso # 1). Isto se deve a ao fato de o *chiller* de compressão de vapor ser mais eficiente que o *chiller* de absorção. Assim, a parcela de potência frigorífica adicional à produzida pelo ciclo de absorção, é fornecida, de maneira mais eficiente, pelo ciclo de compressão de vapor ($COP_{ac} < COP_{vc}$).

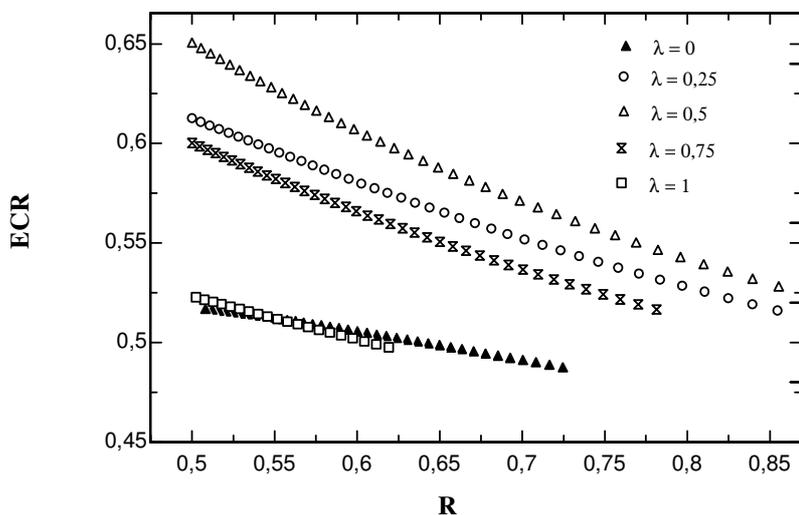


Figura 10. ECR em função de R para diferentes valores de λ . Caso # 3

Na Fig. 10 tem-se o comportamento da razão de conversão de energia, ECR, em função da razão de demandas, R , com $\dot{Q}_{C_{DE}}$ diminuindo até os valores limites, obtidos no Caso #1. Observa-se que o sistema opera de forma mais eficiente para os menores valores de R . Os máximos valores de ECR também aparecem para $\lambda = 0,5$, para qualquer valor de R .

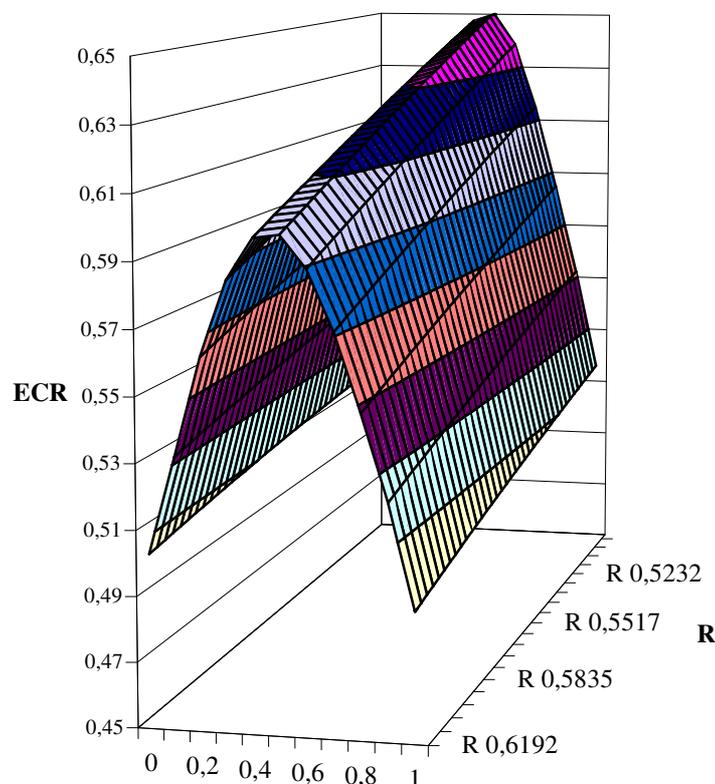


Figura 11. Envelope dos pontos de operação do Caso # 3

Finalmente, a Fig. 11 apresenta a variação de ECR em função de λ e R, para o caso #3, quando a demanda frigorífica excede a produção de frio a partir do ciclo de absorção. Observa-se a existência de máximo ECR para valores medianos de λ , apontando para uma operação ótima com a carga equitativamente distribuída entre os dois acionadores.

6. Conclusões

Foi realizada simulação de um sistema de cogeração, para a produção simultânea de energia elétrica e frio, com dois motores térmicos operando em paralelo, uma turbina a gás e um motor a combustão interna. A simulação foi desenvolvida a partir de modelo matemático baseado nas equações fundamentais de conservação de energia. Curvas típicas de eficiência térmica foram empregadas para descrever tanto a turbina a gás quanto o motor a combustão interna, permitindo um estudo realístico da operação destes motores térmicos em condições de carga total e carga parcial.

O estudo permitiu a análise de um caso particular em que se pode determinar a combinação de motores térmicos (isto é, a distribuição de sua carga), permitindo otimizar o fator global de conversão de energia. Uma avaliação das curvas de desempenho previstas pelo modelo permite concluir que os maiores valores de eficiência global são obtidos quando os dois motores térmicos são utilizados. Como em estudos semelhantes realizados anteriormente, por exemplo, Herbas et al. (1990), observou-se que maiores valores da razão de conversão de energia são obtidos quando as demandas energéticas, no presente caso, frio e eletricidade, são próximas em valor.

7. Agradecimentos

O presente trabalho foi elaborado com o apoio financeiro da FAPERJ, CNPq e Agência Nacional do Petróleo.

8. Referências

- Abedin, A., 2003, "Cogeneration systems: Balancing the heat-power ratio." ASHRAE Journal, 45(8): 24-27.
- EES, 2006, Engineering Equation Solver - Program Overview, <http://www.fchart.com/ees/eesoverview.shtml>, acessado em 17/06/2006.
- Greene A. B. a Lucas G. G., 1969, The testing of internal combustion engines, The English University Press Limited, London.
- Herbas T.B., Dalvi E.A., Parise J.A.R., 1990, Heat Recovery From Refrigeration Plants - Meeting Load and Temperature Requirements, International Journal of Refrigeration, vol. 13, n. 4, pp. 264-269.
- Porter, R.W., Mastanaiah, K., 1982, "Thermal-economic analysis of heat-matched industrial cogeneration systems." Energy, vol. 7, n. 2, pp. 171-187.
- Sala Lizárraga, J. M. (1994). Cogeneración. Aspectos termodinámicos, tecnológicos y económicos, Editora Bilbao, Universidad del País Vasco, Espanha.
- Saravanamuttoo H.I.H., Rogers, G.F.C., Cohen, H., (2001) Gas Turbine Theory, Prentice Hall, USA.
- Spiewak, S., Weiss, L., 1997, Cogeneration & small power production manual, Liburn: Fairmont Press, USA.

"STUDY OF A COGENERATION SYSTEM (POWER AND COOLING) OPERATING WITH TWO DISTINCT PRIME-MOVERS"

Yipsy Roque Benito

Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica
Rua Marquês de São Vicente, 225, Gávea
22453-900 Rio de Janeiro, RJ - Brasil
gipsyrb@mec.puc-rio.br

José Viriato Coelho Vargas

Universidade Federal do Paraná, Departamento de Engenharia Mecânica
Caixa Postal 19011
81531-990 Curitiba, PR - Brasil
jvargas@demec.ufpr.br

José Alberto Reis Parise

Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica
Rua Marquês de São Vicente, 225, Gávea
22453-900 Rio de Janeiro, RJ - Brasil
parise@mec.puc-rio.br

Abstract

When dealing with complex thermal systems generating different energy products from a single fuel source (for example, as in the present work, electric and refrigeration power, with two gas-powered prime movers), one has to find the most energy efficient production scheme. To that end, each load demand (power and cooling), the efficiencies of each component, the cooling to power load ratio and the power distribution among the prime-movers, all have to be considered. This work presents the main equations for the energy balance of a cogeneration system with two prime-movers (a gas turbine and an internal combustion engine), a waste heat driven absorption *chiller* and an auxiliary vapor compression *chiller*. The energy conservation equation was applied for each control volume comprising the system. Three possible cases were defined according to how cooling power demand and cooling power produced by the waste heat driven absorption cycle compared. As a result, characteristic performance curves were obtained for a typical application, allowing for the determination of maximum global efficiency values (represented by an energy conversion ratio) as a function of: (i) the electric power to cooling power demand ratio, (ii) the power generation distribution ratio among the two prime-movers, and (iii) the part-load ratio operation of each prime mover. The resulting system of equations was solved by the software EES (Engineering Equation Solver®).

Keywords: Cogeneration, refrigeration, energy conversion